

多杆隔冲装置动力学特性分析*

刘慧珍, 孟宪松, 梁松, 闫明

(沈阳工业大学机械工程学院 沈阳, 110870)

摘要 为提高舰载设备服役期间的抗冲击性能, 须在舰船和舰载设备之间安装隔冲装置。首先, 以多杆并联构成的隔冲装置为研究对象, 基于坐标变换矩阵, 根据螺旋理论和多维隔冲的基本原理建立多杆隔冲装置动力学模型; 其次, 应用正则模态矩阵变换思想求解动力学方程, 获得多杆隔冲装置自由响应和受迫响应解析解, 并与机械系统动力学自动分析 (automatic dynamic analysis of mechanical systems, 简称 ADAMS) 的仿真响应结果进行对比; 最后, 对多杆隔冲装置进行落锤式冲击试验。结果表明: 多杆隔冲装置能够有效隔离标准规范下的强冲击载荷, 横向、纵向冲击隔离率达到 97.79%, 垂向冲击隔离率达到 95.34%; 仿真与理论结果契合度高, 理论模型具有有效性; 试验与仿真响应差值在 3% 左右, 冲击隔离率随冲击载荷的提高呈增大趋势, 装置在强冲击环境下仍具有良好的抗冲击能力。该结果可为多杆隔冲装置隔离舰载设备冲击载荷提供理论参考和数据基础。

关键词 隔冲装置; 动力学模型; 螺旋理论; ADAMS 仿真; 动力学响应; 隔离率

中图分类号 TH113; TH123.1

引言

惯性导航装置是舰船装备系统实现智能化和信息化的重要设备, 其具有小型化、高性能和高可靠性的发展趋势^[1]。为了改善惯性导航装置在冲击载荷作用过程中的动力学环境, 提升装备的可靠性和稳定性, 较为有效的方式有: ①提高自身的抗冲击能力; ②采用各种冲击隔离装置^[2]。前者因成本较高、制约因素较多而难以实现; 后者因具有高性价比、工程可行性好而得到广泛关注^[3-4]。

并联机构由动平台和定平台组成, 是具有两个或两个以上自由度的闭环机构。其具有自身结构紧凑、刚度高、工作空间小和动态性能优越等优势, 越来越多地应用于精密设备抗冲减振装置的研究之中^[5]。学者们对并联机构以及基于并联机构构建的隔振装置进行了研究。Kamesh 等^[6]通过折叠连续梁构造了一种空间并联低频隔振器, 研究其轴向和径向的刚度特性, 该隔振器可用于卫星反作用轮组件的干扰源隔离。刘丽坤等^[7]采用 Newton-Euler 法建立了整星被动多杆隔振平台的动力学模型, 考虑基础运动和支杆转动惯量, 分析了平台在刚性和柔性载荷条件下的振动传递率。

Chi 等^[8]建立基于音圈电机的主动 Stewart 隔振平台, 采用 Newton 方法建立其动力学模型并设计控制算法, 通过试验验证了该隔振系统的可行性和有效性。王旭等^[9]针对一种 24 杆模型, 推导出了缓冲器振动响应解析解的求解方法, 验证了模型的可解性, 计算了冲击载荷下隔冲器的振动率。Zhou 等^[10]将弹性梁与磁弹簧相结合, 设计出了一种新型隔振装置, 通过磁通量的变化调整系统刚度, 具有静态刚度低、动态刚度高的特性。张春晖等^[11]提出由 6 个具有软刚度特性的隔冲器并联构成的隔冲平台, 分析了隔冲平台在竖直和水平方向上动态刚度特性的变化规律。

基于并联机构开展的隔振特性研究理论基础丰富, 实际应用广泛, 已有丰硕的研究成果。多自由度抗冲击装置的研究多以经典 6 杆 Stewart 模型为主, Stewart 模型由于其结构本身的限制, 使得各个方向有不同的隔离率, 而装置的弱项隔冲率在很大程度上限制了系统的抗冲性能。目前, 针对基于并联机构的多杆隔冲装置在理论方面的冲击响应特性和隔冲性能的研究较少。因此, 笔者以多杆并联构成的隔冲装置为研究对象, 建立了多杆隔冲装置的动力学模型, 并与 ADAMS 的仿真响应结果进行对比, 最后对多杆隔冲装置垂向进行落锤式冲击试验。

* 国家自然科学基金资助项目 (51705337)

收稿日期: 2020-03-23; 修回日期: 2020-04-18

1 多杆隔冲装置

多杆隔冲装置是一个六自由度耦合的并联隔冲机构,其简化结构如图 1 所示,主要由动平台、基平台和 8 个隔冲杆组成。隔冲杆两两一组,以同一偏角等效均匀地分布在基平台上,每根杆两端分别与动、基平台相连。工作时,动平台上装有惯性导航系统等舰载设备,基平台固定在舰船船体上。

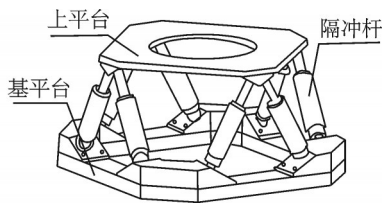


图 1 多杆隔冲装置简化结构
Fig.1 Multi-rod impact isolation device

为了研究多杆隔冲装置动平台的动力学特性,建立了多杆隔冲装置坐标系,如图 2 所示。取 $H-x_h y_h z_h$ 为参考坐标系建立在动平台质心处, $b-x_b y_b z_b$ 为固定坐标系建立在基平台质心处。设置 8 根隔冲杆的动平台铰接点为 H_1, H_2, \dots, H_8 。其中: H_1, H_2 重合; H_3, H_4 重合; H_5, H_6 重合; H_7, H_8 重合。基平台铰接点为 b_1, b_2, \dots, b_8 。 $b_i H_i$ 表示第 i 根隔冲杆; K, C 分别为单个隔冲杆的刚度和阻尼系数; h 为动、基平台的垂向高度。

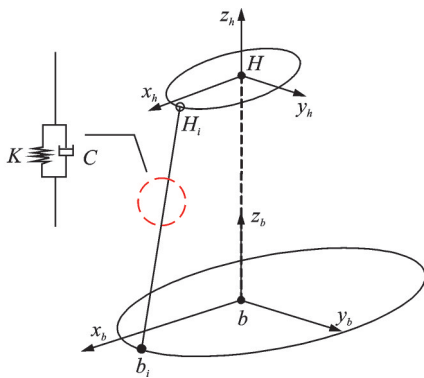


图 2 多杆隔冲装置坐标系
Fig.2 The coordinate system of multi-rod impact isolation device

$${}^b R_H = \begin{bmatrix} \cos \beta_H \cos \gamma_H & \sin \alpha_H \cos \beta_H \cos \gamma_H - \cos \beta_H \sin \gamma_H & \sin \alpha_H \sin \gamma_H + \cos \alpha_H \sin \beta_H \cos \gamma_H \\ \cos \alpha_H \sin \gamma_H & \sin \alpha_H \sin \beta_H \sin \gamma_H + \cos \alpha_H \cos \gamma_H & \cos \alpha_H \sin \beta_H \sin \gamma_H - \sin \alpha_H \cos \gamma_H \\ -\sin \beta_H & \sin \alpha_H \cos \beta_H & \cos \alpha_H \cos \beta_H \end{bmatrix} \quad (2)$$

根据多杆隔冲装置空间构型,动平台相对于参

考坐标系 $H-x_h y_h z_h$ 的惯性张量矩阵为 ${}^H I$,即

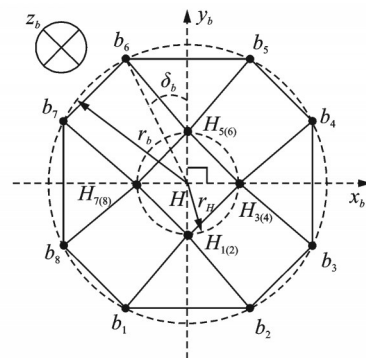


图 3 多杆隔冲装置俯视图
Fig.3 Top view of multi-rod impact isolation device

2 多杆隔冲装置动力学特性

2.1 多杆隔冲装置动力学理论模型

以动平台为研究对象,取动平台相对于基平台固定坐标系 $b-x_b y_b z_b$ 平动坐标和转动坐标为广义坐标,定义为 $q = [X_H, Y_H, Z_H, \alpha_H, \beta_H, \gamma_H]^T$ 。小变形状态下,多杆隔冲装置振动微分方程为

$$M\ddot{q} + Kq + C\dot{q} = f(t) \quad (1)$$

其中: M 为多杆隔冲装置的广义质量矩阵,由动平台质量和各个方向的转动惯量决定; K, C 为广义刚度和阻尼矩阵,由隔冲杆的刚度、阻尼系数决定; $f(t)$ 为随时间变化的各个方向的激励力和力矩; (\cdot) 表示广义位移变量对量纲时间 t 的微分。

2.1.1 质量矩阵

基于并联机构坐标变换原理,基平台(下标为 b)相对于动平台(下标为 H)的变换矩阵 ${}^b R_H$ 为

考坐标系 $H-x_h y_h z_h$ 的惯性张量矩阵为 ${}^H I$,即

$${}^H I = \begin{bmatrix} {}^H I_{xx} & -{}^H I_{xy} & -{}^H I_{xz} \\ -{}^H I_{xy} & {}^H I_{yy} & -{}^H I_{yz} \\ -{}^H I_{xz} & -{}^H I_{yz} & {}^H I_{zz} \end{bmatrix} \quad (3)$$

参考坐标系原点 H 相对于固定坐标系原点 b 的矢量 ${}^b o_H$ 定义为 $[x, y, z]$, 参考坐标系向固定坐标系的平移和旋转转换, 致使 ${}^H I$ 发生变化。利用平行轴定理将动平台的惯性张量矩阵 ${}^H I$ 平移到固定坐标系 $b-x_b y_b z_b$ 的惯量矩阵 ${}^b I$ 表示为

$${}^b I = \begin{bmatrix} {}^b I_{xx} & -{}^b I_{xy} & -{}^b I_{xz} \\ -{}^b I_{xy} & {}^b I_{yy} & -{}^b I_{yz} \\ -{}^b I_{xz} & -{}^b I_{yz} & {}^b I_{zz} \end{bmatrix} \quad (4)$$

其中:

$$\begin{aligned} {}^b I_{xx} &= {}^H I_{xx} + m(y^2 + z^2), \quad {}^b I_{xy} = {}^H I_{xy} + m(xy); \\ {}^b I_{yy} &= {}^H I_{yy} + m(x^2 + z^2), \quad {}^b I_{yz} = {}^H I_{yz} + m(yz); \\ {}^b I_{zz} &= {}^H I_{zz} + m(x^2 + y^2), \quad {}^b I_{xz} = {}^H I_{xz} + m(xz)。 \end{aligned}$$

参考坐标系 $H-x_b y_b z_b$ 与固定坐标系 $b-x_b y_b z_b$ 间的旋转关系通过旋转矩阵进行坐标变换, 因而多杆隔冲装置动平台基于固定坐标系 $b-x_b y_b z_b$ 的惯性张量矩阵 ${}^o I$ 为

$${}^o I = {}^o R_H {}^b I {}^b R_H^T \quad (5)$$

整个隔冲装置的广义质量矩阵 M 为

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & {}^o I_{11} & {}^o I_{12} & {}^o I_{13} \\ 0 & 0 & 0 & {}^o I_{21} & {}^o I_{22} & {}^o I_{23} \\ 0 & 0 & 0 & {}^o I_{31} & {}^o I_{32} & {}^o I_{33} \end{bmatrix}$$

2.1.2 刚度矩阵及阻尼矩阵

图 4 为隔冲杆受力情况。当动平台上激励力作用的 6 维力矢在 8 根隔冲杆上有反作用力时, 忽略杆上的其他作用力, 反作用力沿隔冲杆方向。基于螺旋理论建立受力变形方程, 如式 (6) 所示^[12], 8 根杆的力螺旋之和与动平台的力相平衡。螺旋方程为

$$f_1 p_1 + f_2 p_2 + f_3 p_3 + \dots + f_i p_i + \dots = F + \in M_F \quad (6)$$

其中: f_i 为第 i 根杆受到的轴力; p_i 为第 i 根杆轴线对固定坐标系 $b-x_b y_b z_b$ 的单位线矢。

F 及 M_F 分别是动平台上作用力的主矢和对原点 H 主矩。等式两边所取坐标系皆为基平台固定

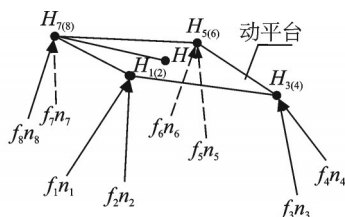


图 4 隔冲杆受力图

Fig.4 Force diagram of impact isolation rod

坐标系 $b-x_b y_b z_b$, 因而螺旋方程改写为矩阵形式的平衡方程为

$$F + \in M_F = G_f^F f \quad (7)$$

其中: $F + \in M_F = [F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z]^T$; $f = [f_1, f_2, \dots, f_6]^T$; G_f^F 为一阶静力影响系数矩阵, 动平台铰接点对参考坐标系 $H-x_b y_b z_b$ 的空间位置以矢量 r_1, r_2, \dots, r_8 表示, 对固定坐标系 $b-x_b y_b z_b$ 的空间位置以矢量 H_1, H_2, \dots, H_8 表示; 基平台铰接点对固定坐标系 $b-x_b y_b z_b$ 的位置以矢量 B_1, B_2, \dots, B_8 表示。

将 G_f^F 表示为

$$G_f^F = \begin{bmatrix} S_1 & S_2 & \dots & S_8 \\ S_{01} & S_{02} & \dots & S_8 \end{bmatrix} \quad (8)$$

其中: $S_i = \frac{H_i - B_i}{|H_i - B_i|}$; $S_{0i} = r_i S_i$; $i = 1, 2, \dots, 8$ 。

一阶静力影响系数矩阵 G_f^F 即为多杆隔冲装置的力雅可比矩阵, 由于运动传递与力传递之间的对偶关系, 速度雅可比矩阵 J 为力雅可比矩阵的转置, 即

$$J^T = G_f^F \quad (9)$$

基于胡克定律推导出多杆隔冲装置广义刚度矩阵为

$$K = J^T f q_i J = J^T K_i J \quad (10)$$

其中: q_i 为隔冲杆的轴向变形量; k_i 为第 i 根隔冲杆刚度, $K_i = \text{diag}[k_{i1}, k_{i2}, \dots, k_{i8}]$ 。

由于多杆隔冲装置有 8 根隔冲杆组成, 对于 6 维动平台而言, 隔冲杆处于冗余状态, 隔冲杆的自由度数大于动平台的运动数目, J 不是满阵, 维数为 8×6 。同理证得, 广义阻尼矩阵与广义刚度矩阵维数相同, 假定 c_i 为第 i 根隔冲杆上轴向初始阻尼, $C_i = \text{diag}[c_{i1}, c_{i2}, \dots, c_{i8}]$ 。多杆隔冲装置的广义阻尼矩阵为

$$C = J^T C_i J \quad (11)$$

2.2 多杆隔冲装置动力学响应求解

多杆隔冲装置冲击响应主要由自由状态下的瞬态响应和强迫冲击下的稳态响应叠加组成。由于多杆隔冲装置动力学方程为 6 维强耦合方程组, 对其直接进行数学求解困难繁杂, 因而引用正则模态矩阵进行求解。首先, 基于特征值方程求得各阶模态矩阵, 利用正则化因子引入正则模态矩阵; 其次, 根据正则模态矩阵将微分方程组进行解耦处理, 求出正则模态坐标下的多杆隔冲装置坐标解; 最后, 将正则模态坐标解反变换求得原广义坐标下的解。

将式 (1) 转化为多杆隔冲装置特征值方程^[9]为

$$(K - \omega_{nr}^2 M)U = 0 \quad (12)$$

其中: ω_{nr} 为多杆隔冲装置固有频率,所对应的主振型 U 为

$$U = [U_1^{(r)}, U_2^{(r)}, \dots, U_6^{(r)}]^T \quad (13)$$

U 即模态矩阵,引入正则化因子,令第 r 阶的正则化因子为

$$\alpha_r = \frac{1}{\sqrt{M_r}} = \frac{1}{\sqrt{U^{(r)T} M U^{(r)}}} \quad (r = 1, 2, \dots, 6)$$

正则化模态矩阵即为 $U_N = U \alpha_r$,利用正则模态矩阵 U_N 对多杆隔冲装置的广义坐标进行变换 $q = U_N q_N$,得到变换后的正则模态方程为

$$M_N \ddot{q}_N(t) + K_N q_N(t) + C_N \dot{q}_N(t) = 0 \quad (14)$$

其中:正则模态质量矩阵 $M_N = U_N^T M U_N$;正则模态刚度为 $K_N = U_N^T K U_N$;阻尼矩阵为 $C_N = U_N^T C U_N$ 。

由模态矩阵对质量矩阵和刚度矩阵的正交型可知,正则模态方程可以表示为6个相互独立的振动微分方程

$$\ddot{q}_N(t) + 2n_r \dot{q}_N(t) + \omega_{nr}^2 q_N(t) = 0 \quad (15)$$

其中: n_r 为多杆隔冲装置的衰减系数; $n_r = \frac{U^{(r)T} C U^{(r)}}{2U^{(r)T} M U^{(r)}} = \xi_r \omega_{nr}$; ξ_r 为阻尼比系数; $r=1, 2, \dots, 6$ 。

模态矩阵下多杆隔冲装置的初始条件变为

$$q_N(0) = U_N^T M q_0$$

$$\dot{q}_N(0) = U_N^T M \dot{q}_0$$

其中: q_0, \dot{q}_0 分别为初始状态下的初位移、初速度。

根据Duhamel's integral求得自由状态下多杆隔冲装置动力学方程的瞬态响应解为

$$q_N(t) = e^{-n_r t} \left(q_0 \cos \omega_{dr} t + \frac{\dot{q}_0 + n_r q_0}{\omega_{dr}} \sin \omega_{dr} t \right) = e^{-n_r t} U_N^T M q_0 \cos \omega_{dr} t + e^{-n_r t} U_N^T M \left(\frac{\dot{q}_0 + n_r q_0}{\omega_{dr}} \sin \omega_{dr} t \right) \quad (16)$$

其中: $\omega_{dr} = \sqrt{1 - \xi_r} \omega_{nr}$,为多杆隔冲装置阻尼固有频率; $r=1, 2, \dots, 6$ 。

强迫冲击下的正则模态方程为

$$M_N \ddot{q}_N(t) + K_N q_N(t) + C_N \dot{q}_N(t) = Q_N(t) \quad (17)$$

其中: $Q_N(t) = U_N^T f(t)$ 为正则模态广义激励力列向量。

同理证得,强迫冲击下的稳态响应为

$$q_N(t) = e^{-n_r t} \frac{1}{\omega_{dr}} \int_0^t e^{n_r \tau} U_N^T f(\tau) \sin \omega_{dr} (t - \tau) d\tau \quad (18)$$

将响应解反变换代入原广义坐标下,得到多杆隔冲装置在冲击激励状态下的动力学响应。

2.3 理论动力学响应

为了验证冲击载荷下动力学模型解析解求出的

动态响应准确性,利用ADAMS建立多杆隔冲装置动力学仿真模型。仿真分析前,首先,利用刚体结构建立基平台和动平台,连杆结构建立8根隔冲杆;其次,设定仿真结构参数,利用Modify Body修改动平台质量, Spring单元中设置每根隔冲杆的刚度和阻尼系数,在基平台上施加冲击激励;最后,打开后处理模块,设置仿真时间为2 s,步长为20 000。由于隔冲装置的对称性,横轴(x 轴)和纵轴(y 轴)动平台的动态响应相同,因而在垂向(z 轴)和横向对多杆隔冲装置基平台施加三角波加速度冲击激励即可。

为了深入分析隔冲装置冲击载荷下的动力学特性,满足舰船在服役期间所遭受的冲击和振动作用,对于冲击激励,根据文献[13]对多杆隔冲装置基平台施加冲击输入。图5为三角波形冲击输入曲线。将输入载荷拟合为正负三角波样条曲线作为冲击驱动,其正波脉宽为2.34 ms,负波脉宽为9.38 ms,正波加速度峰值为160 g,负波加速度峰值为40 g。

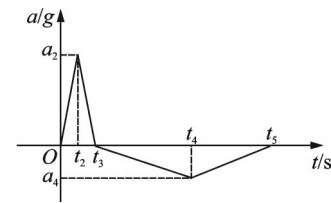


图5 三角波形冲击输入

Fig.5 Impact triangle waveform input

取数值参数:动平台 $m=5$ kg,隔冲杆刚度 $K=8$ kN/m,阻尼 $C=20$ (N·s)/m, $\delta_b=30^\circ$,动平台铰接点外接圆半径 $r_b=150$ mm,基平台铰接点外接圆半径 $r_b=400$ mm,动平台与基平台的垂向初始高度 $h=300$ mm,分别在多杆隔冲装置的横、纵、垂向施加计算得到的正负三角波冲击激励。编写相应Matlab程序,得到横、纵、垂向冲击后动平台与基平台的相对位移、加速度动态响应曲线。理论计算与ADAMS仿真计算得到横、纵、垂向动平台与基平台的相对位移和动平台加速度动态响应曲线如图6~9所示。表1为理论和仿真动态响应和加速度变化幅值。

可见,经过多杆隔冲装置的缓冲隔振作用后,动平台的相对位移响应在11 mm以内,加速度响应降至8 g以内,且均能很快趋于0刻度附近波动。横向相对位移幅值略大于垂向,与之相反,垂向加速度幅值大于横向。对比仿真与理论结果差值,最大差值占理论比率为2.9%,表明仿真结果与理论结果高度契合,理论动力学模型冲击响应较为准确,理论模型具有有效性。

为评价系统的隔冲性能,需要计算冲击隔离

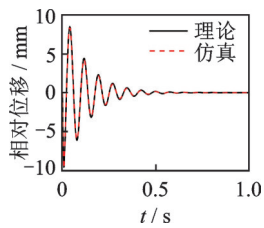


图 6 垂向相对位移响应

Fig.6 Response curve of relative displacement in vertical direction

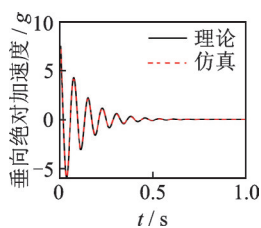


图 7 垂向加速度响应

Fig.7 Response curve of acceleration in vertical direction

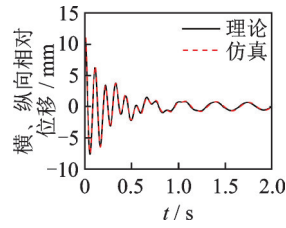


图 8 横、纵向相对位移动态响应

Fig.8 Response curve of relative displacement in transverse and longitudinal direction

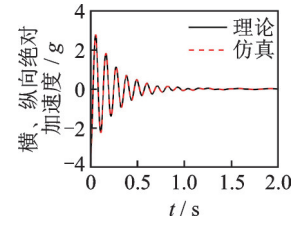


图 9 横、纵向加速度动态响应

Fig.9 Response curve of acceleration in transverse and longitudinal direction

表 1 理论与仿真动态响应幅值

Tab.1 Dynamic response amplitude of theory and simulation

方向	理论最大值		仿真最大值	
	x/mm	a/g	x/mm	a/g
横向	10.596 5	3.536 8	10.905 8	3.618 4
纵向	10.596 5	3.536 8	10.905 8	3.618 4
垂向	9.587 2	7.467 7	9.736 6	7.457 5

率。隔离率越大,说明隔振效果越好。根据振动理论,系统的隔离率为

$$\eta_F = \frac{|\ddot{u}_1|_{\max} - |\ddot{u}_2|_{\max}}{|\ddot{u}_1|_{\max}} \times 100\% \quad (19)$$

其中: $|\ddot{u}_1|_{\max}$ 为基平台加速度响应的最大值; $|\ddot{u}_2|_{\max}$ 为动平台加速度响应的最大值。

由此计算横、纵向冲击隔离率为 97.79%,垂向冲击隔离率为 95.34%,表明多杆隔冲装置能有效隔离冲击载荷,隔离率较高。

3 冲击试验及仿真对比

为了研究多杆隔冲装置在冲击载荷下的真实响应情况,通过落锤式冲击试验机对装置进行冲击,冲

击方向以垂向(z向)为例。如图 10 所示,将加速度传感器分别放置在冲击基平台和动平台上,以便得到冲击载荷和冲击响应。在基平台垂向施加 3 组冲击载荷进行冲击试验,同时将基平台试验测得的冲击载荷作为仿真冲击输入激励信号,得到仿真响应曲线,并与试验结果对比,结果如图 11~13 所示。表 2 为不同冲击载荷环境下试验与仿真动态响应值。

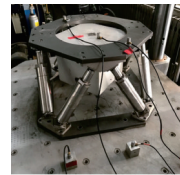


图 10 垂向冲击试验

Fig.10 Vertical impact test

通过图 11~13 可知,试验与仿真曲线变化趋势大体一致,试验加速度响应幅值整体略大于仿真结果,仿真结果更加平滑,主要是由于冲击试验时复杂的工况环境以及多杆隔冲装置组装时可能存在结构误差,使得结果具有一定程度的不确定性。由表 2 可见,仿真与试验差值控制在 3% 左右,装置冲击隔离率随着冲击载荷的增加呈现上升趋势,表明多杆隔冲装置在强冲击环境下仍有较好的隔冲能力,抗冲击能力具有稳定性。

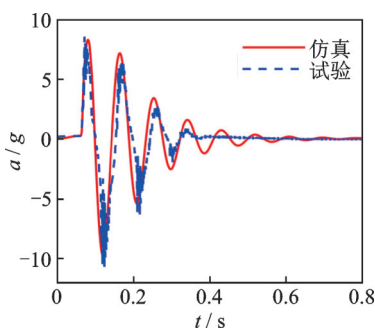


图 11 第 1 组冲击时加速度响应曲线

Fig.11 Acceleration curve of the device on the first group

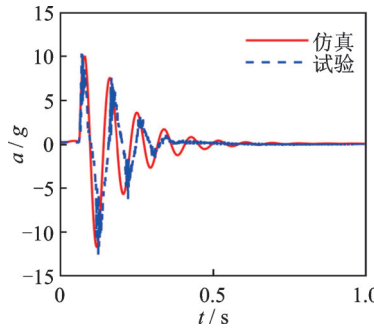


图 12 第 2 组冲击时加速度响应曲线

Fig.12 Acceleration curve of the device on the second group

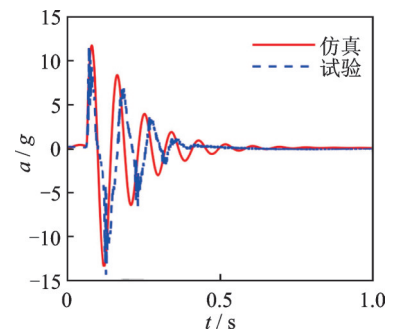


图 13 第 3 组冲击时加速度响应曲线

Fig.13 Acceleration curve of the device on the third group

表 2 试验与仿真动态响应值

Tab.2 Dynamic response amplitude of test and simulation

冲击幅值/g	a_{\max}/g		差值/%	$\eta/\%$
	试验	仿真		
42.38	8.547	8.290 4	3.002	79.832
59.762 7	10.313 2	10.066 3	2.394	82.743
79.459 3	11.597 9	11.738 9	1.216	85.404

4 结 论

1) 由于多杆隔冲装置结构的对称性,使得横、纵向动态响应具有一致性,相同冲击环境下,与垂向相比,横、纵向相对位移幅值更小;加速度响应幅值更大;横、纵向冲击隔离率达到 97.79%,垂向达到 95.34%。

2) 对比 ADAMS 仿真冲击响应与理论冲击响应结果差值,最大差值占理论比率为 2.9%,表明理论解析结果与仿真结果高度契合,理论动力学模型具有有效性。

3) 对比垂向试验与仿真响应曲线,试验与仿真差值在 3% 左右,装置冲击隔离率随着冲击载荷的增大呈上升趋势,表明多杆隔冲装置对强冲击载荷仍具有较好的隔冲能力。

4) 综上所述,多杆隔冲装置放置在惯导系统与舰船之间,能够大幅度隔离冲击载荷,为隔离舰船冲击载荷提供理论参考和数据基础。

参 考 文 献

- [1] 高鹏,闫明,温肇东. 八连杆抗冲击隔离器设计与性能分析[J]. 振动与冲击, 2019, 38(9): 231-237.
GAO Peng, YAN Ming, WEN Zhaodong. Design and performance analysis for a 8-link shock isolator [J]. Journal of Vibration and Shock, 2019, 38(9): 231-237. (in Chinese)
- [2] 杜俭业,杜志鹏,李莹,等. 舰船爆炸冲击防护技术进展[J]. 兵工学报, 2015, 36(1): 392-398.
DU Jianye, DU Zhipeng, LI Ying, et al. The progress of naval ship explosion protection technology [J]. Acta Armamentarii, 2015, 36(1): 392-398. (in Chinese)
- [3] BALANDIN D, BOLONTNIK N, PILKEY W, et al. Optimal protection from impact, shock and vibration[J]. Applied Mechanics Reviews, 2001, 54(5): 367-369.
- [4] 黄映云,何琳,谭波,等. 橡胶隔振器冲击刚度特性试验研究[J]. 振动与冲击, 2006, 25(1): 77-78.
HUANG Yingyun, HE Lin, TAN Bo, et al. Experimental research on the shock characteristics of rubber isolations [J]. Journal of Vibration and Shock, 2006, 25(1): 77-78. (in Chinese)

- [5] STEWART D. A platform with six degrees of freedom [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1965, 180(15): 371-386.
- [6] KAMESH D, PANDIYAN R, ASHITAVA G. Passive vibration isolation of reaction wheel disturbances using a low frequency flexible space platform [J]. Journal of Sound and Vibration, 2012, 331(6): 1310-1330.
- [7] 刘丽坤,郑钢铁,黄文虎. 整星被动多杆隔振平台研究 [J]. 应用力学学报, 2005, 22(3): 329-334.
LIU Likun, ZHENG Gangtie, HUANG Wenhui. Multi-strut platform for passive whole spacecraft vibration isolation [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2005, 22(3): 329-334. (in Chinese)
- [8] CHI W, CAO D, WANG D, et al. Design and experimental study of a VCM-based stewart parallel mechanism used for active vibration isolation [J]. Energies, 2015, 8(8): 8001-8019.
- [9] 王旭,张嵘. 惯性导航系统并联缓冲器动力学分析与仿真 [J]. 中国惯性技术学报, 2013, 21(5): 562-564.
WANG Xu, ZHANG Rong. Dynamical analysis and simulation of parallel bumper for INS [J]. Journal of Chinese Inertial Technology, 2013, 21(5): 562-564. (in Chinese)
- [10] ZHOU N, LIU K. A Tunable high-static-low-dynamic stiffness vibration isolator [J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, 32(9): 1254-1273.
- [11] 张春辉,汪玉,温肇东. 被动式 Stewart 隔冲平台的刚度特性 [J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(2): 389-395.
ZHANG Chunhui, WANG Yu, WEN Zhaodong. Research on stiffness characteristics of a passive stewart shock isolation platform [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2015, 35(2): 389-395. (in Chinese)
- [12] 黄真,刘婧芳,李艳文. 论机构自由度 [M]. 北京: 科学出版社, 2011: 87-95.
- [13] 姜涛,王伟力,黄雪峰,等. 舰艇抗冲击设计中正负三角波冲击谱分析与应用 [J]. 海军航空工程学院报, 2010, 25(2): 145-148.
JIANG Tao, WANG Weili, HUANG Xuefeng, et al. Analysis and application of SRS from plus-minus triangular wave in marine equipment shock-resistant [J]. Journal of Naval Aeronautical and Astronautical University, 2010, 25(2): 145-148. (in Chinese)



第一作者简介:刘慧珍,女,1993年10月生,硕士生。主要研究方向为设备抗冲击及冲击防护。

E-mail: LiuHZ1304@163.com